

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2003-314542

(43)Date of publication of application : 06.11.2003

(51)Int.Cl.

F16C 19/36

(21)Application number : 2002-113784

(71)Applicant : NSK LTD

(22)Date of filing : 16.04.2002

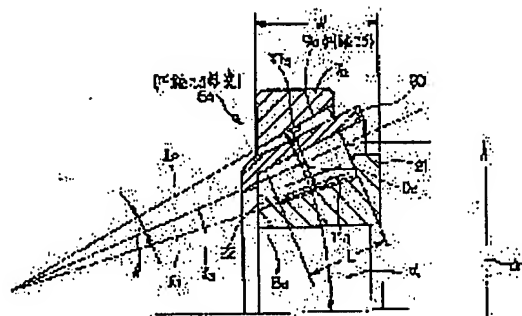
(72)Inventor : TAKEMURA HIROMICHI
HAYASHI YOSHITAKA

(54) TAPERED ROLLER BEARING

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To cope with both the assurance of a bearing life and a lower torque at a high grade.

SOLUTION: When a contact angle of a tapered roller bearing 6a is set to be α , a half of a tapered angle of a tapered roller 9a is set to be β , and the number of the tapered roller 9a is set to be z, dimensions of respective portions are set to satisfy $15^\circ < \alpha < 22^\circ$ and $2.0 \leq (\beta \times z) / \alpha \leq 3.0$.



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2003-314542

(P2003-314542A)

(43) 公開日 平成15年11月6日 (2003.11.6)

(51) Int.Cl.⁷

識別記号

F I

ターミナル (参考)

F 1 6 C 19/36

F 1 6 C 19/36

3 J 1 0 1

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 9 頁)

(21) 出願番号 特願2002-113784 (P2002-113784)

(22) 出願日 平成14年4月16日 (2002.4.16)

(71) 出願人 000004204

日本精工株式会社

東京都品川区大崎1丁目6番3号

(72) 発明者 武村 浩道

神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号

日本精工株式会社内

(72) 発明者 林 善貴

神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号

日本精工株式会社内

(74) 代理人 100087457

弁理士 小山 武男 (外2名)

Fターム (参考) 3J101 AA16 AA25 AA32 AA42 AA54

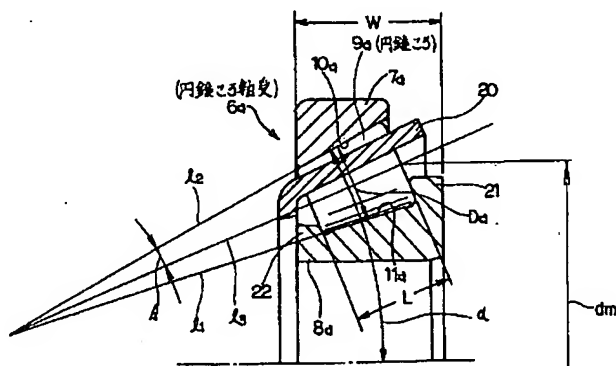
AA62 BA01 FA31 FA41 GA11

(54) 【発明の名称】 円すいころ軸受

(57) 【要約】

【課題】 軸受寿命の確保と、低トルク化とを、高次元に両立する。

【解決手段】 円すいころ軸受6aの接触角を α とし、円すいころ9aの円すい角度の $1/2$ を β とし、円すいころ9aの数を z とした場合に、 $15^\circ < \alpha < 22^\circ$ で、且つ、 $2.0 \leq (\beta \times z) / \alpha \leq 3.0$ を満たす様に、各部の寸法を規制する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 内周面に円すい凹面状の外輪軌道を有する外輪と、外周面のうちで中間部に円すい凸面状の内輪軌道を、大径側端部に大径側鏝部を、小径側端部に小径鏝部を、それぞれ有する内輪と、上記外輪軌道と内輪軌道との間に転動自在に設けられた複数個の円すいころとを備えた円すいころ軸受に於いて、接触角を α とし、これら各円すいころの円すい角度の $1/2$ を β とし、円すいころの数を z とし、軸方向長さを L とし、平均直径を D とし、クラウニング量を δ とした場合に、 $15^\circ < \alpha < 22^\circ$ であり、且つ、 $2.0 \leq (\beta \times z) / \alpha \leq 3.0$ を満たし、且つ、これら各円すいころの軸方向中央から軸方向両端側に $0.4L$ 外れた位置で、 $0.1\% \leq \delta / D$ 、 $\leq 0.5\%$ を満たす事の特徴とする円すいころ軸受。

【請求項2】 各円すいころに関して、軸方向長さを L とし、平均直径を D とし、複数の円すいころの大径側端面でのピッチ円の直径を d とし、これら複数の円すいころと外輪と内輪とを組み立てた状態での幅を W とした場合に、 $3.0 \leq (d \times L) / (D \times W) \leq 6.0$ を満たす、請求項1に記載した円すいころ軸受。

【請求項3】 各円すいころの転動面の粗さを R_1 とし、これら各円すいころの大径側端面の粗さを R_2 とし、内、外輪各軌道の粗さを r_1 とし、内輪の大径側端部外周面に設けた大径側鏝部の片面で、上記各円すいころの大径側端面と対向する面の粗さを r_2 とした場合に、 R_2 及び r_2 が $0.15 \mu m Ra$ 以下であり、 $R_2 / R_1 < 1$ で、且つ、 $r_2 / r_1 < 1$ であり、 $2.0 \leq (R_1 \times r_1) / (R_2 \times r_2) \leq 5.0$ を満たす、請求項1～2の何れかに記載した円すいころ軸受。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、例えば自動車のデファレンシャルギヤ（最終減速機）を構成するピニオン軸や、トランスミッションを構成するギヤ等を、ケーシング（デフケース又はミッションケース）の内側に回転自在に支持する為の円すいころ軸受の改良に関する。

【0002】

【従来の技術】自動車の動力伝達系の途中に設けてプロペラシャフトの回転を減速すると同時に回転方向を直角に変換するデファレンシャルギヤは、図1に示す様に構成している。ケーシング1の内側前寄り（図1の右寄り）部分に、ピニオン軸2を配設している。又、このピニオン軸2の前端部（図1の右端部）で上記ケーシング1の前端開口部から突出した部分に固設した結合フランジ3に、図示しないプロペラシャフトの後端部を連結自在としている。又、上記ピニオン軸2の後端部（図1の左端部）に減速小歯車4を固定し、この減速小歯車4と減速大歯車5とを互いに噛合させている。この減速大歯車5は、上記ケーシング1の後部（図1の左部）内側

に、回転のみ自在に支持している。又、上記ピニオン軸2の中間部前後2箇所位置を、前後1対の円すいころ軸受6a、6bにより、上記ケーシング1に対し回転自在に支持している。

【0003】上記各円すいころ軸受6a、6bは、図2に詳示する様に、それぞれ1個ずつの外輪7a、7b及び内輪8a、8bと、それぞれ複数個ずつの円すいころ9a、9bとから構成している。外輪7a、7bの内周面には円すい凹面状の外輪軌道10a、10bを、内輪8a、8bの中間部外周面には円すい凸面状の内輪軌道11a、11bを、それぞれ形成している。又、これら各内輪8a、8bの外周面で大径側端部に外向フランジ状の大径側鏝部21を、同じく小径側端部にやはり外向フランジ状の小径側鏝部22を、それぞれ形成している。そして、上記各円すいころ9a、9bは、上記各外輪軌道10a、10bと各内輪軌道11a、11bとの間に、図2にのみ示した保持器20により複数ずつ保持した状態で、転動自在に設けている。そして、上記外輪7a、7bを前記ケーシング1の一部に内嵌固定し、上記内輪8a、8bを前記ピニオン軸2の中間部前後2箇所位置に外嵌固定している。尚、一般的に、上記内、外輪各軌道11a、11b、10a、10bに接する接線 l_1 、 l_2 と、各円すいころ9a、9bの中心軸の延長線 l_3 とは、内、外両輪8a、8b、9a、9bの中心軸の延長線上の1点で交わらせている。

【0004】又、上記各円すいころ軸受6a、6bは、一般的に、上記外輪軌道10a、10bの接線と上記内、外両輪8a、8b、9a、9bの中心軸とのなす角度である接触角 α の大きさに応じて、3つの型式に分けられる。即ち、この接触角 α が15度未満である（ $\alpha < 15^\circ$ ）場合には並勾配型に、同じく15度以上で22.5度以下である（ $15^\circ \leq \alpha \leq 22.5^\circ$ ）場合には中勾配型に、同じく22.5度よりも大きい（ $\alpha > 22.5^\circ$ ）場合には急勾配型に、それぞれ分けられる。そして、上述の図1に示した様に、ケーシング1の内側にピニオン軸2を、1対の円すいころ軸受6a、6bにより片持ちで支持する場合には、前側（図1の右側）の円すいころ軸受6aに並勾配型を、後側（図1の左側）の円すいころ軸受6bに急勾配型を、それぞれ使用する事が軸受寿命及び軸受剛性を確保する為に有効である事が、従来から知られている。

【0005】又、円すいころの数を（2～3本）多くすると共に、円すいころの寸法を大きくして、高荷重が加わる状態で使用するのに適した構造としたHRシリーズの円すいころ軸受は、円すいころ軸受の基本動定格荷重を、一般的な構造に対し1.20～1.25倍程度大きくできて、軸受寿命の向上を図れる事も、従来から知られている。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】近年、自動車の省燃費

10

20

30

40

50

化に対する要求が強くなっており、この為に、自動車の回転支持部に組み込む円すいころ軸受に関して、小型化及び軽量化を図ると共に、起動トルク及び動トルク（回転抵抗）の低減を図る事が望まれている。特に、転がり軸受のうちで円すいころ軸受の起動トルク及び動トルクは、玉軸受の場合よりも一般的に大きい。この為、自動車の省燃費化を図る為に、円すいころ軸受のトルクの低減を図る事が重要であると考えられている。又、このトルクの低減を図る場合に、円すいころ軸受の軸受寿命を確保する事が重要である事は勿論である。

【0007】この様な円すいころ軸受のトルクを大きくする原因として、次の①②に示す摩擦が存在する。

① 各円すいころ9a、9bの大径側端面と内輪8a、8bの大径側端面外周面に設けた大径側鏝部21（図2）の片面との接触部に作用する滑り摩擦 M_s ；

② 各円すいころ9a、9bの転動面と内、外輪各軌道11a、11b、10a、10bとの接触部に作用する転がり摩擦 M_r 。

従って、上記円すい転がり軸受のトルクを低減する為には、これら滑り摩擦 M_s と転がり摩擦 M_r との低減を図る必要がある。尚、これら滑り摩擦 M_s 及び転がり摩擦 M_r の大きさは、それぞれ次の2式に従う。

$$M_s = e \times \mu \times \cos \beta \times F_a \quad \text{--- (1)}$$

$$M_r \propto (d_a \times M_r \times z) / D_a \quad \text{--- (2)}$$

これら2式中、 e は各円すいころ9a、9bの大径側端面と大径側鏝部21の片面との接触部の高さ（内輪軌道11a、11bの母線の延長線から接触部中心までの距離）を、 μ はこの接触部での摩擦係数を、 β は各円すいころ9a、9bの円すい角度の $1/2$ （円すいころ9a、9bの母線と中心軸とのなす角度）を、 F_a はアキシャル荷重を、それぞれ表している。又、 z は円すいころ9a、9bの数を、 D_a は各円すいころ9a、9bの平均直径を、 d_a は複数の円すいころ9a、9bの大径側端面でのピッチ円の直径を、 M_r は各円すいころ9a、9bの転動面と内、外輪各軌道11a、11b、10a、10bとの間に作用する転がり抵抗を、それぞれ表している。

【0008】一方、前述した様に、高荷重が加わる状態で使用するのに適した、円すいころの数を多くすると共に、各円すいころの寸法を大きくしたHRシリーズの円すいころ軸受は、軸受寿命の向上を図れる事が知られている。但し、この様なHRシリーズの構造を採用した場合には、これら各円すいころの数が増える事により転がり摩擦 M_r が大きくなり、円すいころ軸受のトルクが増大する。尚、各円すいころの平均直径の増大によるトルク低減は、この数増大によるトルク増大に比べて、限られたものである。この為、軸受寿命の向上を図れても、トルクの低減を図る事は難しい。

【0009】又、前述の図1～2に示した様な、自動車のデファレンシャルギヤのピニオン軸2の支持部や、ト

ランスミッションの回転支持部に使用する円すいころ軸受では、ギヤ同士の噛合により生じた鉄粉等の異物の侵入に基づく寿命低下も考慮する必要がある。そして、円すいころ軸受の各部の寸法（軸方向長さ）が限定されている場合には、基本動定格荷重を大きくして寿命確保を図るべく、接触角 α が小さい、並勾配型や中間勾配型を使用する必要があるが生じる。但し、この様に接触角 α を小さくする事により寿命確保を図る従来技術では、トルクの低減を図る事に関しては、未だ改良の余地がある。

10 【0010】これに対して、特開平9-96352号公報には、デファレンシャルギヤのピニオン軸を支持する為の円すいころ軸受で、接触角 α と、各円すいころの端面の直径及び長さの比と、ころ数係数 k とを規制した円すいころ軸受が記載されている。この公報に記載された円すいころ軸受によれば、軸受寿命の確保と、トルクの低減とを、高次元で両立できる。尚、上記ころ数係数 k とは、各円すいころの大径側端面の直径を D_a とし、複数の円すいころの大径側端面でのピッチ円の直径を d_a とし、円すいころの数を z とした場合に、 $k = (d_a / D_a) \cdot \sin (180^\circ / z)$ で表されるものである。但し、上記公報に記載された円すいころ軸受の場合、接触角 α が22～28度と大きくなっている。この様に接触角 α が大きい場合には、基本動定格荷重が小さくなり易く、円すいころ軸受の寿命確保の面からは不利である。そこで、本発明者は、上記公報に記載された円すいころ軸受に更に改良を加え、上記接触角 α を小さくすると共に、他の諸元を適切に規制する事により、トルクの低減と軸受寿命の向上とを、更に高次元で両立できる円すいころ軸受を発明した。

30 【0011】

【課題を解決するための手段】本発明の円すいころ軸受は、従来から知られている円すいころ軸受と同様に、内周面に円すい凹面状の外輪軌道を有する外輪と、外周面のうちで中間部に円すい凸面状の内輪軌道を、大径側端面に大径側鏝部を、小径側端面に小径側鏝部を、それぞれ有する内輪と、上記外輪軌道と内輪軌道との間に転動自在に設けられた複数個の円すいころとを備える。

40 【0012】特に、本発明の円すいころ軸受に於いては、接触角（外輪軌道の接線と内、外両輪の中心軸とのなす角度）を α とし、これら各円すいころの円すい角度の $1/2$ （円すいころの母線と中心軸とのなす角度）を β とし、円すいころの数を z とし、軸方向長さを L とし、平均直径を D_a とし、クラウニング量を δ とした場合に、 $15^\circ < \alpha < 22^\circ$ であり、且つ、 $2.0 \leq (\beta \times z) / \alpha \leq 3.0$ を満たし、且つ、これら各円すいころの軸方向中央から軸方向両端側に $0.4L$ 外れた位置で、 $0.1\% \leq \delta / D_a \leq 0.5\%$ を満たす。

50 【0013】又、請求項2に記載した円すいころ軸受の場合、上記各円すいころに関して、平均直径を D_a とし、軸方向長さを L とし、複数の円すいころの大径側端

面でのピッチ円の直径を d_1 とし、これら複数の円すいころと外輪と内輪とを組み立てた状態での幅を W とした場合に、 $3.0 \leq (d_1 \times L) / (D_1 \times W) \leq 6.0$ を満たす。

【0014】又、請求項3に記載した円すいころ軸受の場合、各円すいころの転動面の粗さを R_1 とし、これら各円すいころの大径側端面の粗さを R_2 とし、内、外輪各軌道の粗さを r_1 とし、内輪の大径側端面外周面に設けた大径側鑿部の片面で、上記各円すいころの大径側端面と対向する面の粗さを r_2 とした場合に、 R_2 及び r_2 が $0.15 \mu m Ra$ 以下であり、 $R_2 / R_1 < 1$ で、且つ、 $r_2 / r_1 < 1$ であり、 $2.0 \leq (R_1 \times r_1) / (R_2 \times r_2) \leq 5.0$ を満たす。

【0015】

【作用】上述の様に構成する本発明の円すいころ軸受の場合には、接触角 α を22度未満と小さくしている為、基本動定格荷重を大きくできる。又、この様に接触角 α を小さくした場合には、円すいころ軸受の諸元を決定付ける他の要素との関係で、トルク（動トルク）を小さくした円すいころ軸受を実現する事が難しくなる。これに対して、本発明の場合には、 $2.0 \leq (\beta \times z) / \alpha \leq 3.0$ を満たす様にしている為、上述の様に接触角 α を小さくしても、各円すいころの大径側端面と内輪の大径側端面外周面に設けた大径側鑿部の片面との接触部に作用する滑り摩擦と、これら各円すいころの転動面と内、外輪各軌道との間に作用する転がり摩擦とを小さく抑える事ができる。この為、本発明によれば、トルクの低減と軸受寿命の向上とを、高次元で両立できる。従って、本発明の円すいころ軸受を組み込んだ自動車の省燃費化と耐久性の向上とに寄与できる。尚、上記接触角 α を15度以下とすれば、基本動定格荷重を更に大きくできるが、アキシャル方向に関する許容荷重が不足する（アキシャル荷重に関する定格荷重が過小になる）。この為、本発明では、上記接触角 α を15度よりも大きくした。

【0016】更に、本発明の円すいころ軸受によれば、各円すいころのクラウニング量を最適に規制している為、トルクの低減と、軸受寿命の確保とを、より高次元で両立できる。これに対して、上記各円すいころの軸方向中央から軸方向両端側に $0.4L$ 外れた位置での比 δ / D_1 を、本発明の下限値よりも小さく（ $\delta / D_1 < 0.1\%$ ）した場合には、クラウニング量が過小になる為、クラウニングを設ける事によるトルクの低減を図れなくなる。又、この場合には、各円すいころの転動面から内、外輪各軌道にエッジロードが加わり易くなり、加わった場合には、表面起点型の剥離を生じ易くなる。逆に、上記比 δ / D_1 が、本発明の上限値よりも大きくなった（ $\delta / D_1 > 0.5\%$ ）場合には、各円すいころの転動面の母線の曲率が過大になる事で、この転動面と内、外輪各軌道との接触面積が狭くなり、この接触部の面圧が大きくなる為、内部起点型の剥離を生じ易くなる。本

発明の場合には、 $0.1 \leq \delta / D_1 \leq 0.5\%$ を満たしている為、この様な不都合をなくして、トルクの低減と、軸受寿命の確保とを、更に高次元で両立できる。

【0017】又、請求項2に記載した円すいころ軸受によれば、限られた寸法範囲内で基本動定格荷重を大きくできて、軸受寿命を確保しつつトルクを更に低減できる。即ち、請求項3に記載した円すいころ軸受で規制する、比 $(d_1 \times L) / (D_1 \times W)$ は、 d_1 / D_1 と L / W との積になる。そして、このうちの1未満である、比 L / W を大きくした場合には、基本動定格荷重を大きくできる。但し、この場合には、各円すいころの転動面と内、外輪各軌道との接触面積が大きくなる為、トルクが高くなる傾向になる。これに対して、請求項3に記載した円すいころ軸受の場合、上記比 $(d_1 \times L) / (D_1 \times W)$ を所定の範囲に規制している為、上記比 L / W が大きくなるのに伴って、1よりも大きい、上記比 d_1 / D_1 を小さくできる。又、この比 d_1 / D_1 に関する、複数の円すいころのピッチ円の直径 d_1 は、円すいころの数 z と各円すいころの平均直径 D_1 との積に比例する（ $d_1 \propto z \times D_1$ ）。従って、 D_1 の大きさに拘らず z を小さくして、トルクを低減できる。この様に、上記比 $(d_1 \times L) / (D_1 \times W)$ を所定の範囲に規制する、請求項3に記載した円すいころ軸受の場合には、基本動定格荷重を大きくできて、軸受寿命を確保しつつトルクを更に低減できる。この為、実用上要求される性能を確保しつつ、円すいころ軸受の小型化を図り易くなる。

【0018】又、請求項3に記載した円すいころ軸受によれば、コスト上昇を抑えつつ、更なるトルクの低減を図れる。即ち、各円すいころの転動面の粗さ R_1 と、これら各円すいころの大径側端面の粗さ R_2 と、内、外輪各軌道の粗さ r_1 と、内輪の大径側鑿部の片面の粗さ r_2 との総てを、十分に小さく（例えば $0.1 \mu m Ra$ 以下に）すれば、トルクを更に低減できる。但し、この場合には、加工コストが徒に嵩む原因となる。又、上記各円すいころの転動面と上記内、外輪各軌道との転がり接触部に関する粗さ R_1 、 r_1 と、これら各円すいころの大径側端面と上記大径側鑿部の片面との滑り接触部に関する粗さ R_2 、 r_2 とのうち、一方を他方に対し小さくし過ぎた場合には、一方の粗さを小さくする事によりトルクの低減を図れる効果が小さくなる。本発明の場合には、これらの粗さに関する比 $(R_1 \times r_1) / (R_2 \times r_2)$ を所定の範囲に規制すると共に、上記各円すいころの大径側端面と上記大径側鑿部の片面との滑り接触部に関する粗さ R_2 、 r_2 を小さく抑えている為、コスト上昇を小さく抑えつつ、更なるトルクの低減を図れる。

【0019】

【実施例】本発明の効果を確認する為に、本発明者が行った実験に就いて説明する。次の表1は、この実験に使用した14種類の実施例と5種類の比較例との諸元を

示している。尚、実験に使用した円すいころ軸受は、外輪、内輪、円すいころの何れの部材も、高炭素クロム軸受鋼であるSUJ 2 (JIS G 4805)製の素材に、従来から一般的に知られている熱処理を施したものにより造っている。但し、これら各部材は、クロム鋼であるSCr 420H、SCr 430H、SCr 440H (JIS G 4052)、中炭素モリブデン鋼、中炭素クロムマンガン鋼により構成する事もでき *

る。又、構成各部材の材料は、必ずしも同一である必要はなく、各部材ごとに異種材料を組み合わせて使用する事もできる。又、各円すいころ軸受の内径を20~55mmとし、複数の円すいころの大径側端面でのピッチ円の直径 d 、(図2参照)を38~70mmとした。又、基本動定格荷重 C_r を3.5~70kNとした。

【0020】

【表1】

		α (°)	β (°)	Z (個)	$(\beta-Z)/\alpha$	δ/Da (%)	d_m (mm)	L (mm)	Da (mm)	W (mm)	$(d_m-L)/(Da-W)$
実施例	1	15.1	2.5	18	2.88	0.50	38.26	12.60	5.30	18.00	5.1
	2	15.1	2.5	18	2.88	0.30	42.41	12.70	6.10	14.70	8.0
	3	15.1	2.5	18	2.88	0.10	53.21	15.00	9.50	28.00	3.0
	4	18.0	2.5	18	2.81	0.15	57.60	10.80	8.00	18.00	4.3
	5	18.0	2.0	19	2.38	0.27	42.34	13.50	5.53	23.00	4.6
	6	18.5	2.8	17	2.53	0.11	47.23	15.80	7.65	22.25	4.4
	7	18.5	2.1	18	2.14	0.22	41.30	13.00	6.40	24.25	3.5
	8	20.0	3.5	13	2.28	0.30	70.00	13.50	11.00	18.00	4.8
	9	20.0	2.0	20	2.00	0.15	88.00	10.50	8.80	17.00	4.9
	10	21.0	2.4	18	2.07	0.13	51.30	19.37	7.90	27.00	4.7
	11	21.0	2.5	19	2.26	0.20	49.62	15.30	7.85	23.00	4.3
	12	21.9	2.4	18	1.99	0.10	47.97	13.50	8.50	17.00	5.9
	13	21.9	3.0	18	2.47	0.48	53.47	15.70	9.60	28.70	3.0
	14	21.9	2.7	24	2.98	0.30	48.92	14.30	7.30	18.00	5.0
比較例	1	15.1	1.5	19	1.89	0.03	55.30	10.80	9.51	20.75	3.0
	2	20.0	2.4	18	2.16	0.04	70.00	20.00	7.30	33.00	5.8
	3	15.1	2.0	18	2.12	0.02	65.59	11.30	11.00	20.00	3.3
	4	15.4	2.4	20	3.11	0.60	68.00	13.40	7.10	32.75	3.9
	5	13.0	1.5	17	2.01	0.03	59.30	17.30	7.10	25.00	5.8

【0021】この表1に示した19種類の円すいころ軸受に就いて、図3に示す様な実験装置を使用して、耐久試験とトルク測定とを行なった。先ず、この実験装置に就いて説明する。円すいころ軸受6a (又は6b)の内輪8a (又は8b)を外嵌固定したホルダ12は、駆動軸13の上端部にテーパ嵌合して、この駆動軸13により回転駆動される。又、外輪7a (又は7b)は外側ホルダ14を介してハウジング15の内側に内嵌固定している。このハウジング15内には、給油孔16を通じて所定の潤滑油を供給自在としている。又、上記ハウジング15の上面には、静圧パッド17を介して、所定のアキシャル荷重を付与自在としている。更に、上記ハウジング15の外周面に固定した腕片18の先端部と図示しない固定の部分との間にロードセル19を設けて、上記駆動軸13の回転時に上記ハウジング15に加わる動トルク (=円すいころ軸受6a (又は6b)の回転トルク)と起動トルクとを測定自在としている。又、このハウジング15に、図示しない振動センサを設けている。尚、動トルク及び起動トルクを低減させる目的は、前述した様に省燃費化を図る為である。従って、省燃費化の面からは影響の少ないラジアル荷重は、動トルク及び起動トルクの測定時に付与しなかった。即ち、デファレンシャルギヤやトランスミッションの運転時には、アキシャル荷重は常に加わったままとなるが、大きなラジアル荷重が加わるのは、急加減速時等、限られた場合であり、運転時間全体に占める割合は少ない。従って、ラジ

アル荷重による動トルク及び起動トルクの変化が燃費性能に及ぼす影響はアキシャル荷重に比べて小さい。そこで、動トルク及び起動トルクの測定の実験時に付与する荷重は、アキシャル荷重のみとした。

【0022】次の表2は、上述の様な実験装置を使用して行なった、円すいころ軸受の耐久試験の結果を示している。この耐久試験は、潤滑油としてVG10のギヤオイルを供給すると共に、アキシャル荷重 F_a として基本動定格荷重 C_r の0.2倍 ($F_a = 0.2 C_r$)を付与しつつ行なった。又、上記駆動軸13を、2000min⁻¹ (r.p.m.)で回転させた。更に、潤滑油中には、硬さがHv 750で50 μ m以下の異物を100ppm混入させて、油膜パラメータ Λ を1程度に設定した。そして、表1にそれぞれ諸元を示した19種類の円すいころ軸受毎に、それぞれ10個 ($N=10$)ずつ耐久試験を行なった。又、振動センサにより検出された振動値が初期振動の5倍になった時点で試験を中止し、内、外輪各軌道11a、10a (又は11b、10b)と各円すいころ9a (又は9b)の転動面とでの剥離の発生の有無を観察した。又、アキシャル荷重 F_a と基本動定格荷重 C_r との比 $F_a/C_r = 0.2$ で、計算により求められる軸受寿命 L_c は 214×10^6 回転である為、耐久試験は、この軸受寿命 L_c よりも長い 250×10^6 回転で打ち切った。尚、剥離は、内、外輪各軌道11a、10a (又は11b、10b)と各円すいころ9a (又は9b)の転動面とで、ほぼ同じ頻度で発生した。尚、表

2中、「剥離の有無」の欄で示した数字は、10個の試料のうち、剥離が発生した試料の割合を表している。 * 【0023】

【表2】

		Cr (KN)	Fa (KN)	L_{10} 寿命 ($\times 10^6$ REV)	剥離の有無
実施例	1	35	7.0	241	3/10 有
	2	35	7.0	223	4/10 有
	3	70	14.0	215	4/10 有
	4	45	9.0	250 →	無し
	5	35	7.0	250 →	無し
	6	55	11.0	250 →	無し
	7	40	8.0	250 →	無し
	8	55	11.0	250 →	無し
	9	60	12.0	250 →	無し
	10	65	13.0	250 →	無し
	11	55	11.0	250 →	無し
	12	35	7.0	221	4/10 有
	13	70	14.0	217	4/10 有
	14	55	11.0	239	4/10 有
比較例	1	55	11.0	111	10/10 有
	2	65	13.0	93	10/10 有
	3	65	13.0	78	10/10 有
	4	50	10.0	61	10/10 有
	5	55	11.0	81	10/10 有

【0024】上記表2に示した各実施例1～14は、
2. $0 \leq (\beta \times z) / \alpha \leq 3.0$ で、且つ、 $0.1\% \leq \delta / D_a \leq 0.5\%$ で、且つ、 $3.0 \leq (d_a \times L) / (D_a \times W) \leq 6.0$ を満たす様に、各部の寸法を規制している。この為、各円すいころ9a（又は9b）の転動面と内、外輪各軌道11a、10a（又は11b、10b）との接触部での転がり摩擦と、これら各円すいころ9a（又は9b）の大径側端面と大径側鏝部21の片面との接触部での滑り摩擦とを小さく抑える事ができる。従って、各滑り接触部と各転がり接触部とに潤滑油膜が形成されにくい状態でもこれら各接触部での温度上昇を抑えて、異物により、早期剥離に結び付き易い、著しい圧痕が形成されるのを防止できる。この結果、上記表2の実験結果から明らかな様に、各実施例1～14の寿命は、軸受寿命 L_{10} を計算で求められる寿命 L_c （ $= 214 \times 10^6$ 回転）よりも長くできた。

【0025】特に、実施例4～11の場合には、接触角度を小さく（ 21° 以下に）抑える事により上記大径側端面と片面との接触部での滑り摩擦を十分に小さくして、この接触部での温度上昇を抑えている。しかも、 $3.5 \leq (d_a \times L) / (D_a \times W) \leq 4.9$ を満たす様に規制している為、内、外輪各軌道11a、10a（又は11b、10b）と各円すいころ9a（又は9b）との間に異物が噛み込まれにくくなる。この為、耐久試験の打ち切り時間経過後でも、剥離は発生せず、軸受寿命を他の実施例の場合よりも長くできた。従って、本発明の円すいころ軸受では、好ましくは、上記接触角 α を 21° 以下に抑えると共に、 $3.5 \leq (d_a \times L) / (D_a \times W) \leq 4.9$ を満たす様に、各部の寸法を規制する。

【0026】これに対して、比較例1の場合には、3.

20 $0 \leq (d_a \times L) / (D_a \times W) \leq 6.0$ を満たしているが、 $2.0 \leq (\beta \times z) / \alpha \leq 3.0$ を満たしていない。この為、各円すいころ9a（又は9b）の大径側端面と、内輪8a（又は8b）に形成した大径側鏝部21の片面との接触部に作用する滑り摩擦と、上記各円すいころ9a（又は9b）の転動面と内、外輪各軌道11a、10a（又は11b、10b）との間に作用する転がり摩擦とが大きくなる。又、上記比較例1の場合には、比 δ / D_a が 0.1% 未満である。この為にこの比較例1の場合には、表面起点型の剥離を生じ易くなる。これらにより、上記比較例1の場合には、10回の試験の総てで、内、外輪各軌道11a、10a（又は11b、10b）及び各円すいころ9a（又は9b）の転動面に剥離が発生し、軸受寿命 L_{10} が 111×10^6 回転と、計算で求められる寿命 L_c の約 $1/2$ になった。

【0027】又、比較例2、3、5の場合には、 $2.0 \leq (\beta \times z) / \alpha \leq 3.0$ を満たしているが、 δ / D_a が 0.1% 未満である（ $\delta / D_a < 0.1\%$ ）為、表面起点型の剥離を生じ易くなる。この結果、上記比較例2、3、5の場合には、10回の試験の総てで、内、外輪各軌道11a、10a（又は11b、10b）及び各円すいころ9a（又は9b）の転動面に剥離が発生し、軸受寿命 L_{10} が計算で求められる寿命 L_c の約 $1/3$ になった。

【0028】更に、比較例4の場合には、 $3.0 \leq (d_a \times L) / (D_a \times W) \leq 6.0$ を満たしているが、 $2.0 \leq (\beta \times z) / \alpha \leq 3.0$ を満たしていない。この為、各円すいころ9a（又は9b）の大径側端面と、内輪8a（又は8b）に形成した大径側鏝部21の片面との接触部に作用する滑り摩擦と、上記各円すいころ9a（又は9b）の転動面と内、外輪各軌道11a、10

a (又は11b、10b) との間に作用する転がり摩擦とが大きくなる。又、上記比 δ/D_a が0.6%と、本発明の場合の上限値を大きく越えている。この為、上記比較例4の場合には、上記各円すいころ9a (又は9b) の転動面と内、外輪各軌道11a、10a (又は11b、10b) との接触部に作用する接触面圧が極めて大きくなり、内部起点型の剥離を生じ易くなる。これらにより、上記比較例4の場合には、10回の試験の総てで剥離が発生し、軸受寿命 L_{10} が計算で求められる寿命 L_c の約1/4になった。

【0029】次に、前述の図3に示した実験装置を使用して行なった、トルク測定試験の結果に就いて説明する。この実験では、前述の表1、2に示した実施例6、8、11、14及び比較例1、5の円すいころ軸受で、それぞれ粗さ R_1 、 R_2 、 r_1 、 r_2 の組み合わせを3 *

* 種類又は4種類に異ならせたものを使用した。又、この実験では、潤滑油としてVG68のギヤオイルを供給すると共に、基本動定格荷重 C_r の0.05倍 ($F_a = 0.05 C_r$) のアキシャル荷重 F_a を付与しつつ行なった。又、駆動軸13を、 2000 min^{-1} で回転させた。更に、潤滑油としてVG68であるギヤオイルを使用し、油温を40℃一定とした。次の表3及び図4に、この様に行なったトルク測定試験の結果を示している。尚、表3に示した、円すいころ軸受の種類を表す記号で、「一」の前に付した数字は前述の表1に示した実施例又は比較例の種類を、同じく後に付した数字は、当該例中での試料番号を、それぞれ表している。

【0030】

【表3】

		R_1	R_2	r_1	r_2	$\frac{(R_1 \times r_1)}{(R_2 \times r_2)}$	動トルク (N・m)	起動トルク/ 動トルク比
実施例	6-1	0.10	0.07	0.10	0.07	2.04	1.5	1.0
	6-2	0.20	0.10	0.10	0.08	2.50	2.9	1.3
	6-3	0.30	0.10	0.10	0.09	3.33	3.2	1.2
	8-1	0.14	0.10	0.15	0.10	2.10	2.1	1.3
	8-2	0.20	0.07	0.11	0.10	3.14	3.1	1.0
	8-3	0.30	0.09	0.15	0.10	5.00	3.5	0.9
	11-1	0.11	0.07	0.20	0.13	2.42	2.8	0.8
	11-2	0.20	0.15	0.30	0.14	2.86	2.1	1.3
	11-3	0.30	0.15	0.20	0.15	2.67	2.3	1.1
	14-1	0.10	0.08	0.30	0.08	4.69	3.6	1.3
	14-2	0.10	0.08	0.28	0.08	3.89	2.9	1.4
	14-3	0.20	0.14	0.30	0.09	4.76	3.2	1.2
	14-4	0.20	0.09	0.21	0.10	4.67	3.0	1.1
	14-5	0.20	0.11	0.10	0.09	2.02	2.8	1.3
比較例	1-1	0.30	0.16	0.20	0.20	1.88	4.3	2.1
	1-2	0.30	0.20	0.21	0.30	1.05	4.5	2.3
	1-3	0.20	0.10	0.30	0.11	5.45	5.1	1.9
	5-1	0.18	0.20	0.19	0.20	0.86	4.3	2.3
	5-2	0.30	0.21	0.22	0.16	1.96	4.2	2.5
	5-3	0.30	0.10	0.30	0.10	9.00	5.3	1.9

【0031】表3及び図4に示す実験結果から明らかな様に、各実施例の場合には、 $2.0 \leq (R_1 \times r_1) / (R_2 \times r_2) \leq 5.0$ を満たしている為、回転速度が 2000 min^{-1} での動トルクを小さく (3.5 Nm 以下) にできた。又、起動トルクと動トルクとの比が1.4以下になっており、起動トルクも小さくできる事が分かった。特に、 $2.0 \leq (R_1 \times r_1) / (R_2 \times r_2) \leq 4.0$ を満たしている、実施例6-1~3、8-1、8-2、11-1~3、14-2、14-5の場合には、上記動トルクが 3.2 Nm 以下になり、より好ましい事が分かった。

【0032】これに対して、 $(R_1 \times r_1) / (R_2 \times r_2) > 5.0$ である、比較例1-3、5-3の場合には、内、外輪各軌道11a、10a (又は11b、10b) と各円すいころ9a (又は9b) の転動面との接触部での転がり摩擦が大きくなる為、上記動トルクが5.

1Nm以上と、大きくなった。逆に、 $(R_1 \times r_1) /$ 50

$(R_2 \times r_2) < 2.0$ である、比較例1-1、1-2、5-1、5-2の場合には、各円すいころ9a (又は9b) の大径側端面と内輪8a (又は8b) の大径側鏝部21の片面との滑り接触部での摩擦が大きくなる為、上記動トルクが 4.2 Nm 以上と、やはり大きくなった。しかも、この場合には、上記各円すいころ9a (又は9b) の大径側端面の粗さ R_2 と、内輪8a (又は8b) の大径側鏝部21の片面の粗さ r_2 とが $0.15 \mu\text{m}$ よりも大きい為、低速でのトルクが高くなり、上記起動トルクと動トルクとの比が2.1以上と高くなった。

【0033】尚、上述のトルク測定に使用した各実施例では、各円すいころ9a (又は9b) の転動面の粗さ R_1 と内、外輪各軌道11a、10a (又は11b、10b) の粗さ r_1 とを、 $0.10 \sim 0.30 \mu\text{m Ra}$ とすると共に、各円すいころ9a (又は9b) の大径側端面の粗さ R_2 と内輪8a (又は8b) の大径側鏝部21の

片面の粗さ r_z とを、 $0.07 \sim 0.15 \mu\text{mRa}$ とした。但し、これら各円すいころ9a(又は9b)の大径側端面の粗さ R_z と上記大径側鏝部21の片面の粗さ r_z とを、 $0.06 \mu\text{mRa}$ 以下に更に小さくすれば、トルクを更に低減できる。

【0034】尚、上述した各実施例は、軸受鋼の一種であるSUJ 2を使用した。肌焼き鋼に浸炭処理又は浸炭窒化処理を施して、表面の残留オーステナイト量を20～45%で表面硬さ(ピッカース硬さ)をHv 700～850としたもの等の、異物による表面損傷を生じにくい材料を使用すれば、軸受寿命を更に向上させる事ができる。

【0035】

【発明の効果】本発明の円すいころ軸受は、以上に述べた通り構成され作用するので、トルク低減と軸受寿命の確保とを、高次元に両立できる。この結果、円すいころ軸受を組み込んだ自動車の耐久性を確保しつつ省燃費化を図れる。

【図面の簡単な説明】

【図1】円すいころ軸受を組み込んだデファレンシャルギヤの1例を示す縦断側面図。

【図2】円すいころ軸受の1例を示す半部断面図。

【図3】実験装置の縦断面図。

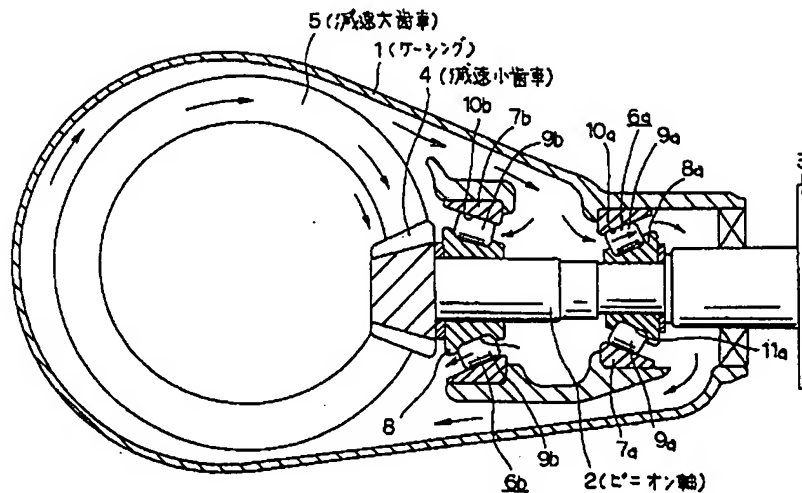
【図4】円すいころ軸受の滑り接触部及び転がり接触部*

*に関する粗さと、動トルクとの関係を示す図。

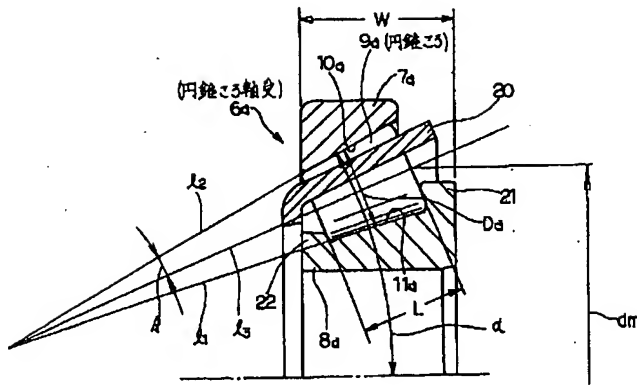
【符号の説明】

- 1 ケーシング
- 2 ピニオン軸
- 3 結合フランジ
- 4 減速小歯車
- 5 減速大歯車
- 6a、6b 円すいころ軸受
- 7a、7b 外輪
- 8a、8b 内輪
- 9a、9b 円すいころ
- 10a、10b 外輪軌道
- 11a、11b 内輪軌道
- 12 ホルダ
- 13 駆動軸
- 14 外側ホルダ
- 15 ハウジング
- 16 給油孔
- 17 静圧パッド
- 18 腕片
- 19 ロードセル
- 20 保持器
- 21 大径側鏝部
- 22 小径側鏝部

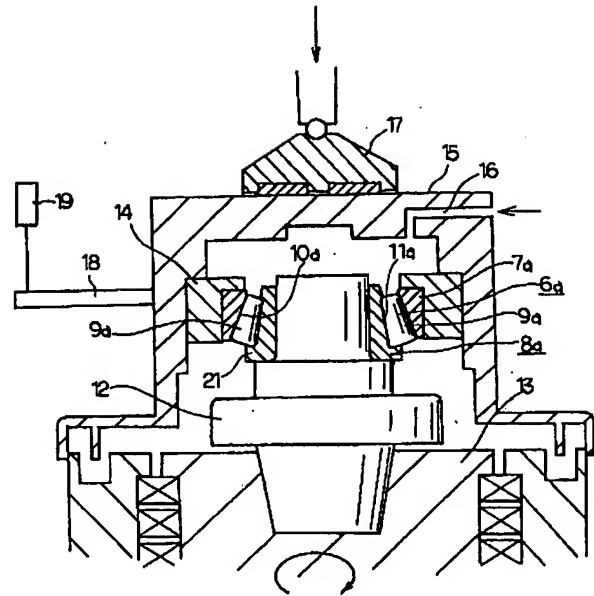
【図1】



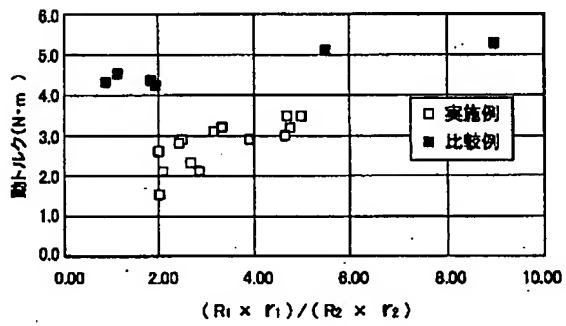
【図2】



【図3】



【図4】



【公報種別】特許法第17条の2の規定による補正の掲載

【部門区分】第5部門第2区分

【発行日】平成17年9月15日(2005.9.15)

【公開番号】特開2003-314542(P2003-314542A)

【公開日】平成15年11月6日(2003.11.6)

【出願番号】特願2002-113784(P2002-113784)

【国際特許分類第7版】

F 1 6 C 19/36

【F I】

F 1 6 C 19/36

【手続補正書】

【提出日】平成17年3月28日(2005.3.28)

【手続補正1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0003

【補正方法】変更

【補正の内容】

【0003】

上記各円すいころ軸受6a、6bは、図2に詳示する様に、それぞれ1個ずつの外輪7a、7b及び内輪8a、8bと、それぞれ複数個ずつの円すいころ9a、9bとから構成している。外輪7a、7bの内周面には円すい凹面状の外輪軌道10a、10bを、内輪8a、8bの中間部外周面には円すい凸面状の内輪軌道11a、11bを、それぞれ形成している。又、これら各内輪8a、8bの外周面で大径側端部に外向フランジ状の大径側鏝部21を、同じく小径側端部にやはり外向フランジ状の小径側鏝部22を、それぞれ形成している。そして、上記各円すいころ9a、9bは、上記各外輪軌道10a、10bと各内輪軌道11a、11bとの間に、図2にのみ示した保持器20により複数ずつ保持した状態で、転動自在に設けている。そして、上記外輪7a、7bを前記ケーシング1の一部に内嵌固定し、上記内輪8a、8bを前記ピニオン軸2の中間部前後2箇所位置に外嵌固定している。尚、一般的に、上記内、外輪各軌道11a、11b、10a、10bに接する接線1₁、1₂と、各円すいころ9a、9bの中心軸の延長線1₃とは、内、外両輪8a、8b、7a、7bの中心軸の延長線上の1点で交わらせている。

【手続補正2】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0004

【補正方法】変更

【補正の内容】

【0004】

又、上記各円すいころ軸受6a、6bは、一般的に、上記外輪軌道10a、10bの接線と上記内、外両輪8a、8b、7a、7bの中心軸とのなす角度である接触角 α の大きさに応じて、3つの型式に分けられる。即ち、この接触角 α が15度未満である($\alpha < 15^\circ$)場合には並勾配型に、同じく15度以上で22.5度以下である($15^\circ \leq \alpha \leq 22.5^\circ$)場合には中勾配型に、同じく22.5度よりも大きい($\alpha > 22.5^\circ$)場合には急勾配型に、それぞれ分けられる。そして、上述の図1に示した様に、ケーシング1の内側にピニオン軸2を、1対の円すいころ軸受6a、6bにより片持ちで支持する場合には、前側(図1の右側)の円すいころ軸受6aに並勾配型を、後側(図1の左側)の円すいころ軸受6bに急勾配型を、それぞれ使用する事が軸受寿命及び軸受剛性を確保する為に有効である事が、従来から知られている。

【手続補正3】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0008

【補正方法】変更

【補正の内容】

【0008】

一方、前述した様に、高荷重が加わる状態で使用するのに適した、円すいころの数多くすると共に、各円すいころの寸法を大きくしたHRシリーズの円すいころ軸受は、軸受寿命の向上を図れる事が知られている。但し、この様なHRシリーズの構造を採用した場合には、これら各円すいころの数が増える事により転がり摩擦 M_f が大きくなり、円すいころ軸受のトルクが増大する。尚、各円すいころの平均直径の増大によるトルク低減は、ころ数増大によるトルク増大に比べて、限られたものである。この為、軸受寿命の向上を図れても、トルクの低減を図る事は難しい。

【手続補正4】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0017

【補正方法】変更

【補正の内容】

【0017】

又、請求項2に記載した円すいころ軸受によれば、限られた寸法範囲内で基本動定格荷重を大きくできて、軸受寿命を確保しつつトルクを更に低減できる。即ち、請求項2に記載した円すいころ軸受で規制する、比 $(d_b \times L) / (D_a \times W)$ は、 d_b / D_a と L / W との積になる。そして、このうちの1未満である、比 L / W を大きくした場合には、基本動定格荷重を大きくできる。但し、この場合には、各円すいころの転動面と内、外輪各軌道との接触面積が大きくなる為、トルクが高くなる傾向になる。これに対して、請求項2に記載した円すいころ軸受の場合、上記比 $(d_b \times L) / (D_a \times W)$ を所定の範囲に規制している為、上記比 L / W が大きくなるのに伴って、1よりも大きい、上記比 d_b / D_a を小さくできる。又、この比 d_b / D_a に関する、複数の円すいころのピッチ円の直径 d_b は、円すいころの数 z と各円すいころの平均直径 D_a との積に比例する($d_b \propto z \times D_a$)。従って、 D_a の大きさに拘らず z を小さくして、トルクを低減できる。この様に、上記比 $(d_b \times L) / (D_a \times W)$ を所定の範囲に規制する、請求項2に記載した円すいころ軸受の場合には、基本動定格荷重を大きくできて、軸受寿命を確保しつつトルクを更に低減できる。この為、実用上要求される性能を確保しつつ、円すいころ軸受の小型化を図り易くなる。

【手続補正5】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0031

【補正方法】変更

【補正の内容】

【0031】

表3及び図4に示す実験結果から明らかな様に、各実施例の場合には、 $2.0 \leq (R_1 \times r_1) / (R_2 \times r_2) \leq 5.0$ を満たしている為、回転速度が 2000 min^{-1} での動トルクを小さく(3.5 Nm 以下に)できた。又、起動トルクと動トルクとの比が1.4以下になっており、起動トルクも小さくできる事が分かった。特に、 $2.0 \leq (R_1 \times r_1) / (R_2 \times r_2) \leq 4.0$ を満たしている、実施例6-1~3、8-1、8-2、11-1~3、14-2、14-5の場合には、上記動トルクが 3.2 Nm 以下になり、より好ましい事が分かった。

【手続補正6】

【補正対象書類名】図面

【補正対象項目名】図1

【補正方法】変更

【補正の内容】

【図1】

